# R410A 空调系统采用双排分液冷凝器的替代性研究

钟天明[1]，陈颖[2]，丁力行[1]，杨庆成[2]

（1 仲恺农业工程学院机电工程学院 广州 510225；2 广东工业大学材料与能源学院 广州 510006）

**摘要** 本文以 R410A 家用分体式空调机为原型，以新型的双排分液冷凝器，构建分液冷凝空调系统，并研究其系统匹配及综合性能。采用理论优化管程布置的双排分液冷凝器，实验研究了在毛细管长度为 300 mm~800 mm 和制冷剂充注量为 950 g ~1350 g 条件下，分液冷凝空调系统性能的变化规律,并与原型系统作对比。研究表明，在制冷名义工况下，较原型系统，最优分液冷凝系统的能效比（energy efficiency ratio，EER）和制冷量高 5.1%和 4.2%，所需的毛细管长度少 16.7%，而制冷剂充注量高 8.6%。

**关键词** 系统性能；双排分液冷凝器；制冷量；EER

**中图分类号：** TK17 **文献标识码：** A

# Investigation on a R410A Air Conditioning System with Substitution of Double-Row Liquid-Vapor Separation Condenser

ZHONG Tian-Ming[1], CHEN Ying[2], DING Li-Xing[1], YANG Qing-Cheng[2]

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhongkai University of Agriculture and Engineering, Guangzhou 510225, China;

2. Faculty of Material and Energy, Guangdong University of Technology，Guangzhou 510006, China)

**Abstract** This study employs a R410A air conditioning system as the baseline. A new double-row liquid-vapor separation condenser (D-LSC) system, which substitutes the novel D-LSC with the original double-row serpentine condenser (D-SC) of the system, is constructed to investigate the matching and comprehensive performance of the new system. By employing the D-LSC with theoretical optimal tube pass scheme, the comprehensive performance of D-LSC air conditioning system is studied at capillary length of 300 mm to 800 mm and refrigerant charge of 950 g to 1350 g. The results show that the energy efficiency ratio (EER) and refrigerating capacity of the optimal D-LSC air conditioning system are 5.1% and 4.2% higher respectively than those of the optimal D-SC air conditioning system, under the condition of nominal refrigeration condition. The required capillary length of the D-LSC air conditioning system is 16.7% shorter than that of the D-SC air conditioning system, but the required refrigerant charge of the D-LSC air conditioning system is 8.6% greater.

**Key words** system performance; double-row liquid-vapor separation condenser; refrigerating capacity; EER

## 0 引言

空调工业是传统的高耗能领域，冷凝器作为空调系统的两大换热器件之一，提高空调系统冷凝器的热力性能，是空调系统节能的重要途径。

不少学者研究了管程布置对冷凝器热力性能的影响[1,2,3]，合理的管程数和管程布置能显著降低冷凝器的管内流动压降和有效提高其换热性能[4]，当冷凝器横纵向比或制冷剂流量增大时，冷凝器的流动均匀性都获得改善[5]。进一步研究冷凝器结构对空调系统性能的影响，发现优化冷凝器的流程布置可有效改善空调的系统性能[6]。此外，王怡飞[7]和Illán-Gómez[8]等开展了微通道冷凝器应用于家用空调系统的研究，发现微通道冷凝器可提升空调系统的 COP。

除了提高冷凝器的性能，制冷系统的制冷剂充注量以及节流装置的结构也获得研究[9,10]，实验发现，充注量不足较充注量过量对空调系统的制冷量和 COP 更不利[11]，同时，不同结构的毛细管，通过调节管径和长度可获得对制冷系统相近的影响[12]。

**基金项目：** 国家质检总局公益性行业科研专项（No.201310270）

**作者简介：** 钟天明，男（1988-），博士，讲师，主要从事制冷与强化传热技术研究，E-mail:125482766@qq.com。

彭晓峰[13]等基于气液分离强化传热机理，提出分液冷凝器，随后一些学者对单排分液冷凝器进行了深入的研究[14,15]。双排分液冷凝器的结构异于单排分液冷凝器，其前后管排热负荷存在差异，管排间的制冷剂在联箱中进行混合、气液分离以及再分配过程，而且整体热力特性未获得专门研究，其应用于空调系统的综合性能研究尚属空白。本文将双排分液冷凝器替换到普通空调系统中，以探讨双排分液冷凝器对空调系统综合性能的影响。

## 1 实验

### 1.1 两种冷凝器

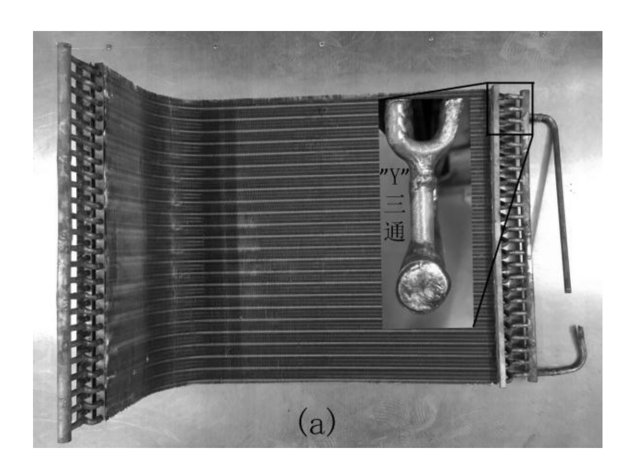
图 1 是新型双排分液冷凝器(double-row liquid-vapor separation condenser, D-LSC)。双排分液冷凝器由两排翅片管和若干“Y”形三通连接管和一对集液联箱构成，前后管排两端用“Y”形三通管连接起来，随后进入同一联箱。联箱相邻管程交接区域的适当位置设置了开孔隔板，称作气液分离器，隔板小孔的孔径为 1.0 mm~2.0 mm。隔板将冷凝器划分为若干拥有不同换热管数的流程，除第一管程以及过冷管程入口处的隔板外，其余隔板均开凿小孔。气-液相混合物在开孔隔板上进行气液分离，由于隔板上下侧压力差以及工质气-液相之间的密度差，冷凝液沿着联箱向下排走，最后由于小孔的毛细力，液相在隔板上形成液封，气相制冷剂进入下一管程继续冷凝过程。此时 D-LSC 冷凝管段中的制冷剂维持高干度冷凝，从而强化传热。本文运用 Hua[10]等提出的分段计算方法，基于空调系统原型冷凝器结构，获得 12 管程 D-LSC（48 根管）的最优管程布置，管数沿流程为 8-6-6-4-4-4-4-4-2-2-2-2，由于隔板小孔设计尚无准确理论计算方法，本文根据实验从经验设计的 5 个 D-LSC 中选出最优。图 2 是原型空调系统双排蛇形冷凝器（double-row serpentine condenser, D-SC），其换热管数和总换热面积与 D-LSC 相同，制冷剂基于迎风面从后排 4 管路平行进入冷凝器，最后从前排流出，管排两端换热管间以“U”形弯头连接。两冷凝器的结构尺寸列于表 1 中。

表 1 两种冷凝器几何尺寸

Table 1 Parameters of the condensers

| 几何参数 | 大小 | 几何参数 | 大小 | 几何参数 | 大小 |
|---|---|---|---|---|---|
| 翅片管长 /mm | 798 | 纵向管距 /mm | 21 | 流程长度 (D-SC) /m | 9.576 |
| 翅片管内径 /mm | 6.7 | 横向管距 /mm | 12.7 | 孔径/ 第 2 隔板孔数 /mm | 1.5 /3 |
| 翅片管外径 /mm | 7.3 | 前后管排间距 /mm | 3.5 | 孔径/ 第 3 隔板孔数 /mm | 1.5 /4 |
| 螺纹数 | 60 | 管外翅片厚度 /mm | 0.115 | 孔径/ 第 4 隔板孔数 /mm | 1.5/4 & 1/1 |
| 齿顶角 / º | 53 | 翅片间距 /mm | 1.36 | 孔径/ 第 5 隔板孔数 /mm | 2 /4 |
| 螺旋角 / º | 18 | 联箱内径 /mm | 18 | 孔径/ 第 6 隔板孔数 /mm | 2 /4 & 1/2 |
| 管数 | 48 | 联箱长度(D-LSC) /mm | 506 | 孔径/ 第 7 隔板孔数 /mm | 1.5/3 |
| 管内翅高 /mm | 0.15 | 流程长度 (D-LSC) /m | 9.576 | | |

两种冷凝器分别安装于相同空调系统中，为获得冷凝器的换热性能，所有换热管两端都安装了 T 型热电偶，以测量换热管的绝热壁温，同时前后管排间以及后排空气出口也各安置 24 根 T 型热电偶，以测量管排间的空气温度，图 2 为热电偶的安置点。



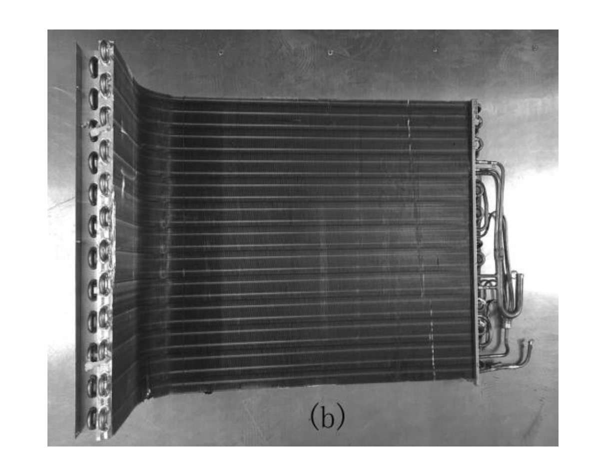




图 1 （a）双排分液冷凝器（b）双排蛇形冷凝器

Fig.1 (a) The D-LSC (b) the D-SC

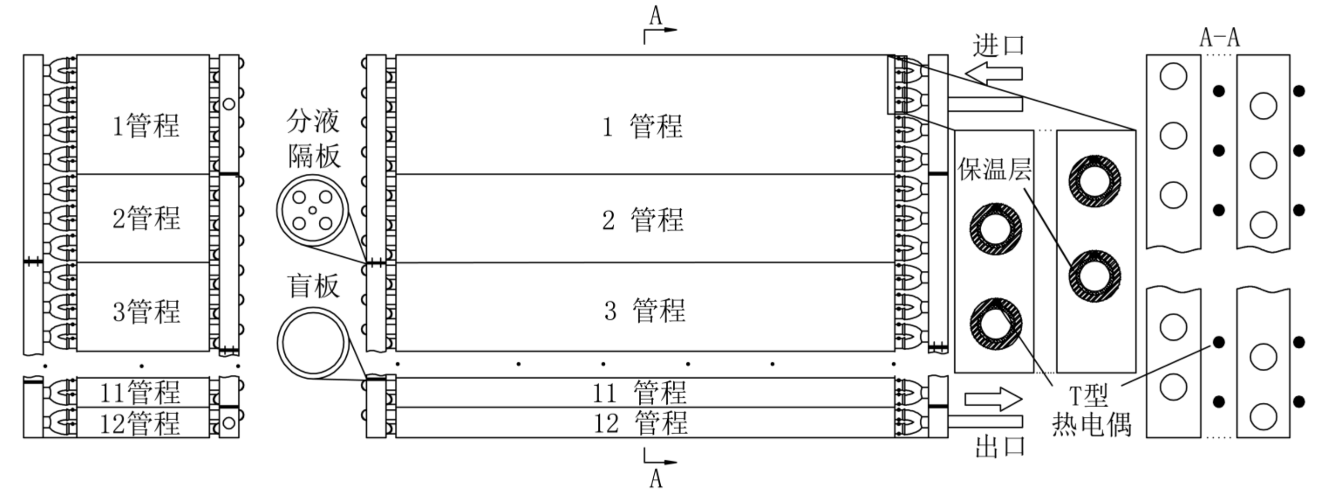



图 2 冷凝器热电偶安置点

Fig. 2 Installation of type-T thermocouples on the condenser



## 1.2 空调机组配置

本实验采用国内某厂商生产的 1.5HP 分体式定频家用空调机组为原型，如图 3。机组采用涡旋式压缩机、管翅式蒸发器、管翅式蛇形冷凝器、贯流式室内风机、轴流式室外风机以及毛细管作节流装置，上述主要部件的配置列于表 2。分液冷凝空调系统（D-LSC 系统）与原型空调系统（D-SC 系统）之间仅冷凝器管段两端结构不同，而两系统分别获得最高 EER 的毛细管长度以及制冷剂充注量都进行实验匹配标定。

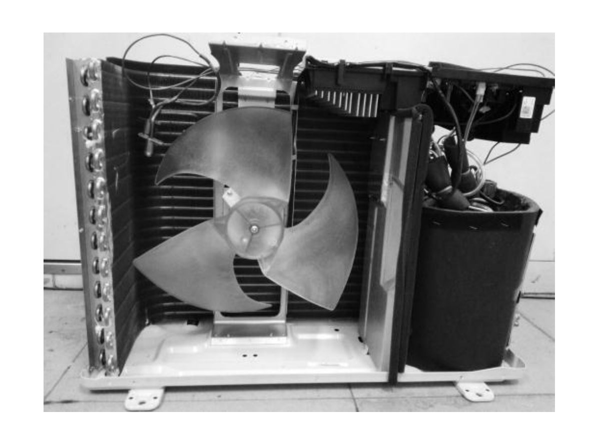


图 3 原型分体式空调机

Fig. 3 The original air conditioning unit

**表 2 原型空调机组配置**

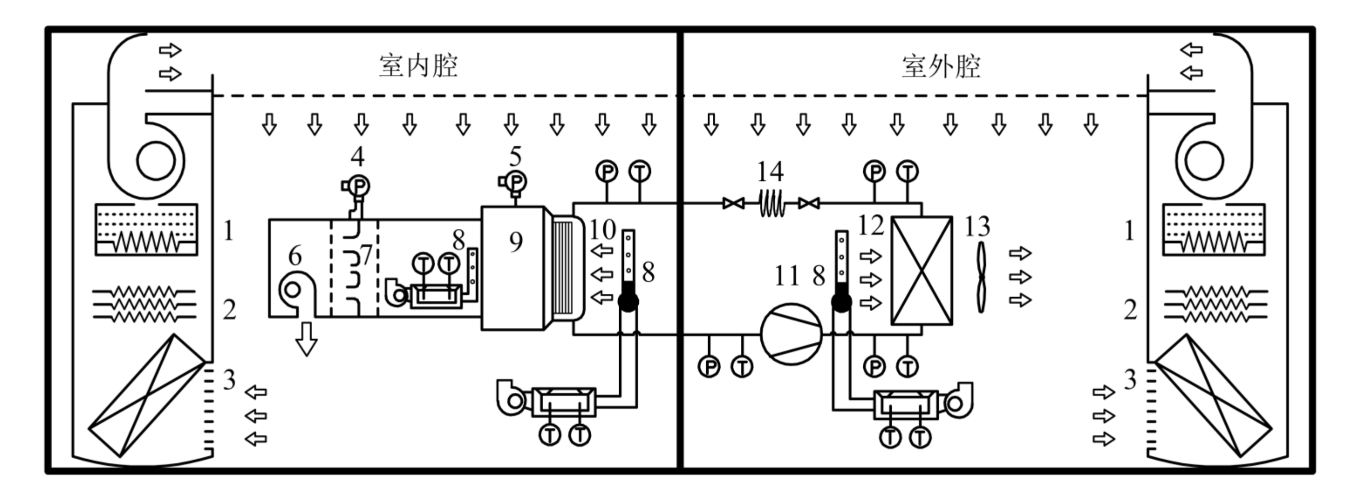
Table 2 Configuration of the original air conditioning unit

| 部件 | 部件参数 | 大小 |
|---|---|---|
| 压缩机 | ASD102CDPA8JT（海立）/W | 1100 (RP) |
| 蒸发器 | 管外径 /mm | 7.3 |
| | 管程长度 /mm | 570 |
| | 翅片面积 /m$^2$ | 5.61 |
| | 换热管数 | 30 |
| | 管排数 | 2 |
| 冷凝器 | D-SC | - |
| 毛细管 | 内管径 /mm | 1.4 |
| 风机 | 贯流式 (室内) /W | 25 |
| | 轴流式 (室外) /W | 45 |

## 1.3 实验系统

本文使用标准焓差实验系统对两种空调机组进行实验，如图 4 所示。系统由具有恒温恒湿功能的室内腔和室外腔组成，腔内分别安置有制冷机组、加热器以及加湿器来进行控温控湿。内、外腔环境的干湿球温度采用空气采样器采集，并用铂电阻测量。换热前后流体的焓差在风道中测量，风道中包含均流箱、压差计、喷嘴体积流量计和引风机等。初态的空气经过蒸发器换热后进入风道，并在均流箱中充分混合，然后由铂电阻测量蒸发器出风的干、湿球温度，喷嘴流量计测量风量，最后通过引风机排出风道。实验环境调节与参数测量过程由自动控制系统控制实现。各种参数的电信号由数据采集仪 MX-100 采集并传送到 PC 终端进行数据处理与导出，测量仪器及其精度列于表 3。

根据 GB/T 7725-2004,系统中的室外腔环境干球和湿球温度分别设置为 35 ℃和 24 ℃，室内腔环境干球和湿球温度分别设置 27 ℃和 19 ℃。测试空调机组分别安装长度为 300 mm~800 mm，以 100 mm 为间隔的毛细管，依次进行实验。待空调机排除不凝性气体后，通过充注管对空调系统进行制冷剂充注，此时使充注管与两端接头保持水平，管道连接精确控制流量的卡套式微调阀（型号：SS-VJ10-ML6-FM1），而且充注管与微调阀都固定于钢支架上，以 50 g 为间隔，依次往空调机充注 950 g~1350 g 制冷剂 R410A。MX-100 数据采集仪每 10 s 对实验数据进行采集，当测试机组在标准环境下持续稳定运行 45 min 时，PC 终端进行输出并储存数据。本实验以获得最高 EER 为匹配依据。




1.加湿器 2.加热器 3.表冷器 4.微压差计 5.静压计 6.引风机 7.喷嘴 8.空气采样器 9.均流器 10.蒸发器 11.压缩机 12 冷凝器 13.风机 14.毛细管

图 4 焓差实验系统

Fig.4 The enthalpy difference experimental system

**表 3 测量仪器的精度**

Table 3 Uncertainty of the measuring apparatus

| 测量仪器 | 型号 | 精度 | 测量仪器 | 型号 | 精度 |
|---|---|---|---|---|---|
| Pt100 铂电阻 | TR/02010 | ±0.1 K | 喷嘴流量计 | WX-BP | ±0.5% |
| 压力传感器 | PT517Z | ±0.1% | 热电偶 | T 型 | ±0.5 K |
| 电功率表 | ZW3433B | ±0.5% | 电子称精度 | BH-30 | ±1 g |

### 1.4 实验误差分析

本文实验的总误差由制冷剂充注量的操作误差和系统测量的传递误差构成，二者相互独立，故两部分误差相加。

实验中制冷剂充注的绝对操作偏差为±2g，充注量的操作相对误差为：

$$\delta_{\Delta M}=\frac{U_{\Delta M}}{M_{tot}} \quad (1)$$

因此充注量的操作最大相对误差为±0.21%。

系统测量误差符合 B 类不确定度计算方法，测量值服从均匀分布，故空气流量的相对不确定度为：

$$\delta_{G_a}=\frac{U_{G_a}}{\sqrt{3}} \quad (2)$$

因此空气体积流量的相对不确定度为：±0.06%。

制冷量的不确定度为（空气比体积与含湿量查表获得，作常量）：

$$U_{Q_{eva}}=\left(\begin{array}{l}(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial V_a})^2\times U_{G_a}^2+(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_{a,o}})^2\times U_{T_{a,o}}^2+\\(\frac{\partial Q_{eva}}{\partial T_{a,i}})^2\times U_{T_{a,i}}^2\end{array}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

因此制冷量的最大相对不确定度（含充注量操作误差）为±2.55%。

制冷系统的总耗功等同系统电功率，其相对不确定度为：

$$\delta_{P_{tot}}=\frac{U_{P_{tot}}}{\sqrt{3}} \quad (4)$$

因此总耗功的最大不确定度（含充注量操作误差）为±0.50%。

由此系统 EER 的不确定度计算为：

$$U_{EER}=\sqrt{(\frac{\partial EER}{\partial Q_{eva}})^2\times U_{Q_{eva}}^2+(\frac{\partial EER}{\partial P_{tot}})^2\times U_{P_{tot}}^2} \quad (5)$$

获得系统 EER 的最大相对不确定度（含充注量操作误差）为±2.79%。

## 2 数据处理方法

空调系统制冷量为：

$$Q_{eva}=\frac{G_a\left(h_{a,o}-h_{a,i}\right)}{V_a\left(1+W_a\right)} \quad (6)$$

其中，$G_a$ 为风量，$m^3h^{-1}$；$h_{a,i}$、$h_{a,o}$ 为空气进出口比焓，$Jkg^{-1}$；$V_a$ 为空气比体积，$m^3kg^{-1}$；$W_a$ 为单位质量空气含湿量，kg（水蒸气）•$kg^{-1}$（干空气）。

冷凝器的热负荷为：

$$Q_{con}=Q_{eva}+P_{tot}-P_{fan,eva}-P_{fan,con} \quad (7)$$

其中，$Q_{eva}$ 为制冷量，W；$P_{tot}$、$P_{fan,eva}$ 和 $P_{fan,con}$ 分别是空调机组总耗功、室内风机耗功和室外风机耗功，W。

冷凝器前后管排热负荷占比（$\varepsilon$）：

$$\varepsilon_{row1}=\left(T_{am}-T_{ai}\right)/\left(T_{ao}-T_{ai}\right) \quad (8)$$

$$\varepsilon_{row2}=\left(T_{ao}-T_{am}\right)/\left(T_{ao}-T_{ai}\right) \quad (9)$$

其中，$T_{ai}$、$T_{am}$ 和 $T_{ao}$ 分别表示空气初温、管排间空气温度和出口空气温度，K；下标 row 1 和 row 2 表示前排与后排。

制冷系统的 EER 为：

$$EER=Q_{eva}/P_{tot} \quad (10)$$

冷凝器总压降为：

$$\Delta P=P_1-P_2 \quad (11)$$

其中，$P_1$、$P_2$ 分别是冷凝器进、出口压力。

## 3 结果分析

图 5 是 D-SC 系统的 EER 随不同充注量和毛细管的变化规律。实验条件下，系统的最佳 EER 为 3.16，对应的制冷剂充注量为 1050 g，毛细管长度为 600 mm。当充注量不足和过量时，系统的 EER 下降明显。在 600 mm 毛细管下，系统的 EER 在充注量为 950 g 时较 1050 g 时下降 7.9%；在充注量为 1350 g 时较 1050 g 时下降 9.8%。原因是当充注量不足时，压缩机出口的制冷剂过热度过大，降低了压缩机的压缩效率，同时由于管路流量不足，系统的制冷量迅速下降；充注量偏大时，在蒸发器和冷凝器中局部积聚的制冷剂增多，增大了制冷剂的流动阻力，压缩机耗功随之增大，而制冷量增大不明显，导致 EER 的明显下降。制冷剂充注量对 EER 影响较毛细管长度大，当制冷剂充注量不足时，系统的 EER 整体较低，此时毛细管较短则系统 EER 整体较高，当制冷剂充注量明显偏大时，系统的 EER 也明显下降，此时毛细管较短则系统 EER 较低。原因是充注量不足时，毛细管较短使系统获得较大的制冷剂质量流量，制冷量随之增大，当制冷剂充注量明显偏大时，若采用较短毛细管，系统的制冷剂质量流量增大，压缩机耗功增大，而蒸发器和冷凝器的压降增大，使得蒸发器和冷凝器的换热量减小，因而系统的 EER 较低。

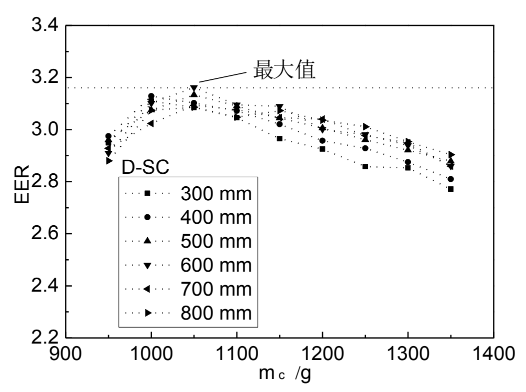



图 5 不同毛细管和充注量下的系统 EER

Fig.5 The EER on different capillaries and charges

图 6 是 D-SC 系统的制冷量随不同充注量和毛细管的变化规律。系统最高 EER 对应的制冷量为 3.403 kW，系统所获最高制冷量为 3.547 kW，对应制冷剂充注量为 1200 g，毛细管为 600 mm。系统获得最大制冷量的充注量较最高 EER 点高 14.3%，而制冷量较后者高 4.2%，这时系统的压缩效率较最高 EER 点低，管道制冷剂流量增大，系统流动阻力和蒸发器、冷凝器的换热量都增大，因此制冷量获得最高，但 EER 下降。当制冷剂明显过量时（1250 g~1350 g），系统的制冷量趋于下降。原因是过量的制冷剂积聚于冷凝器和蒸发器局部管路内，使得管内液膜增厚，流动阻力增大，降低了冷凝器和蒸发器的换热效率。毛细管长度对制冷量也有影响。不同毛细管对应的系统最大制冷量之间最大相差 2.8%，而且所需充注量不相同。因为减小毛细管长度可使系统的制冷剂质量流量增大，然而节流过程缩短，节流后制冷剂的温度较高，两种因素相互制约下，不同毛细管的系统获得的制冷量有明显差别。

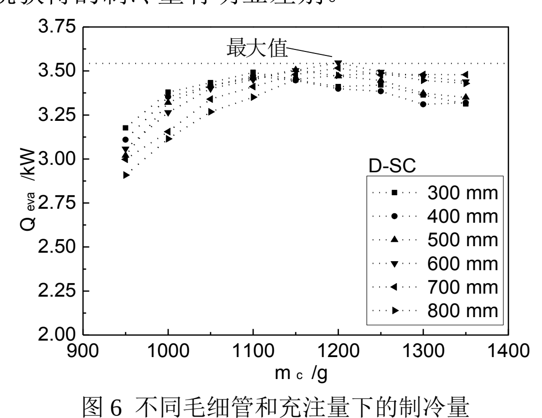



图 6 不同毛细管和充注量下的制冷量

Fig.6 Refrigerating capacities on different capillaries and charges

图 7 是 D-LSC 系统的 EER 随不同充注量和毛细管的变化规律。系统的最高 EER 为 3.32，对应制冷剂充注量为 1150 g，毛细管长度为 500 mm。当系统在不同毛细管下偏离最大 EER 点充注量，系统的 EER 不断下降。对比图 5 可知，最优匹配 D-LSC 系统的 EER 较最优匹配 D-SC 系统高 5.1%。D-LSC 系统获得最高 EER 对应的充注量较 D-SC 系统多 4.7%-9.4%，然而 D-LSC 系统对过量的制冷剂有更好的适应能力。当充注量为 1350 g 时，D-LSC 系统的 EER 较最高值低 4.5%-8.6%，而 D-SC 系统的 EER 较最高值低 5.9%-10.8%。最优 D-LSC 系统所需毛细管长度较 D-SC 系统短 16.7%。据 Zhong[11]等研究，分液冷凝器在管内制冷剂质量流量较低时，管内传热系数将低于蛇形冷凝器；而在制冷剂质量流量较高时，其强化传热的效果凸显。

现将 D-LSC 的毛细管长度和制冷剂充注量的匹配值单一改为 D-SC 系统中的值，比较二者对 D-LSC 系统性能影响的相对大小。当最佳 D-LSC 系统的充注量偏离为 1050 g 时，系统的 EER 较最佳值低 4.1%；当最佳 D-LSC 的毛细管长度偏离为 600 mm 时，系统的 EER 较最佳值低 3.7%，因此充注量对 D-LSC 系统性能的影响较毛细管长度明显。

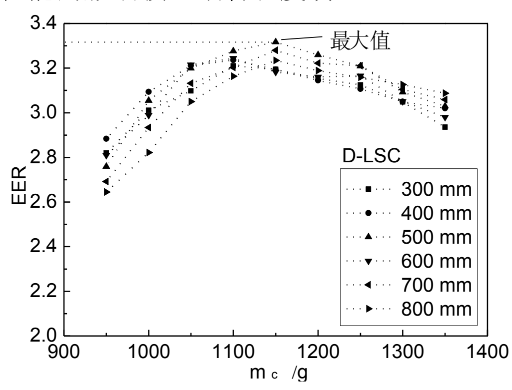



图 7 不同毛细管和充注量下的系统 EER

Fig.7 The EER on different capillaries and charges

图 8 是 D-LSC 系统的制冷量随不同充注量和毛细管的变化规律。D-LSC 系统在最佳 EER 时获得的制冷量为 3.478 kW，而获得的最高制冷量为 3.696 kW，此时对应的制冷剂充注量为 1250 g，毛细管长度为 500 mm。系统的最高制冷量较获得最佳 EER 点制冷量高 6.3%，而充注量较后者高 8.7%，由于分液冷凝器在流体高截面流速下强化换热的作用较明显，因此当增加偏离最佳 EER 点相同质量的制冷剂时，D-LSC 系统增大的制冷量较 D-SC 系统更大。当制冷剂充注量不足时，D-LSC 系统的制冷量迅速下降，而制冷剂充注量过量时（约＞1250 g），系统的制冷量轻微下降，相较最大制冷量，充注量为 1350 g 时，系统的制冷量下降 1.9%-2.8%，说明 D-LSC 系

统的制冷量对制冷剂过量的敏感度较低。系统在不同毛细管下的制冷量最大相差 4.8%，说明毛细管对 D-LSC 系统的性能有明显影响。

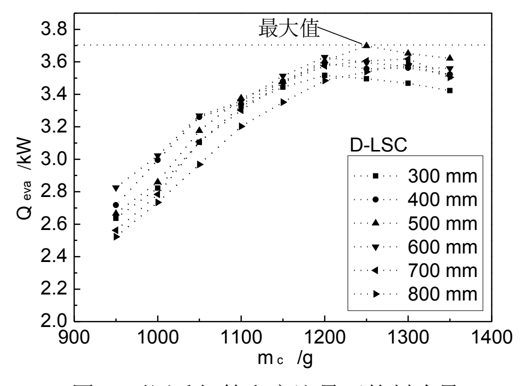



图 8 不同毛细管和充注量下的制冷量

Fig.8 Refrigerating capacities on different capillaries and charges

图 9 是 D-LSC 和 D-SC 系统在最优毛细管下的冷凝器管内压降随不同制冷剂充注量的变化。D-LSC 和 D-SC 系统的冷凝压降都随充注量的增大而增大，而当充注量过量时（约＞1250 g），冷凝器的压降几乎稳定甚至略有下降。因为当制冷剂充注量开始增大时，系统的制冷剂质量流量和冷凝温度都不断增大，因而冷凝器的压降也显著增大，而当制冷剂充注量过量时，部分液态制冷剂积聚在冷凝器和蒸发器局部位置，导致系统制冷剂流量相对稳定，而且冷凝压力的不断增大，制冷剂的粘度以及比体积都减小，此时压降增加平缓或者略有下降。D-LSC 中制冷剂的压降显著低于 D-SC，前者压降较后者低 32.0%-38.5%，正如 Zhong[15]等指出的，由于气液分离不断排走液体，增大了气相的相对流通截面，气、液两相相对流动减弱，两相界面间的剪切力减小，同时合理的管程布置使得管程间的制冷剂流速较均衡，是分液冷凝器获得低压降的主要原因。

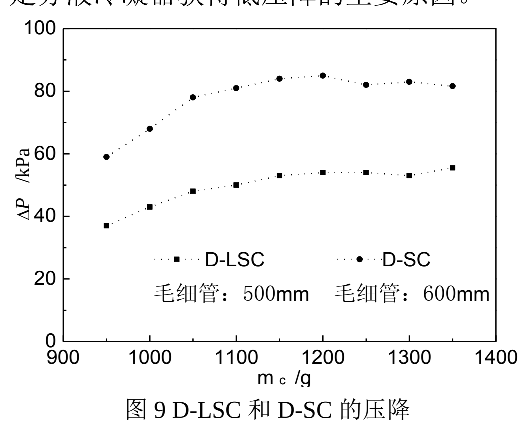



图 9 D-LSC 和 D-SC 的压降

Fig.9 Pressure drop of the D-LSC and the D-SC

图 10 是两冷凝器前后管排的热负荷均匀性。D-LSC 的前排（迎风面）热负荷占冷凝器总热负荷的 55.2%-57.1%，D-SC 的前排热负荷占冷凝器总热负荷的 51.3%-53.1%，D-SC 的前后管排的热负荷更均匀。因为 D-SC 采用“后排进，前排出”的管路布置方式，使得制冷剂和空气之间换热呈逆排布置的特点，因而前后管排工质的换热温差更均匀。随着充注量的增加，D-LSC 前后管排的热负荷均匀性先趋好后恶化，而 D-SC 正好相反。原因是当制冷剂充注量不足时，压缩机出口制冷剂的过热度大且冷凝温度低，使得“后排进，前排出”布置的 D-SC 的前后排换热温差更均匀，而 D-LSC 前排冷热流体换热温差较大，而后排由于制冷剂冷凝温度较低，换热恶化，因此，此时 D-LSC 前后排热负荷差异较大；充注量增大时，压缩机出口制冷剂的过热度降低，冷凝温度提升，D-SC 后排的换热恶化，而 D-LSC 后排的换热效率更高；当充注量明显过量时，冷凝温度不断提升，冷凝器的表现与充注量不足时相当。

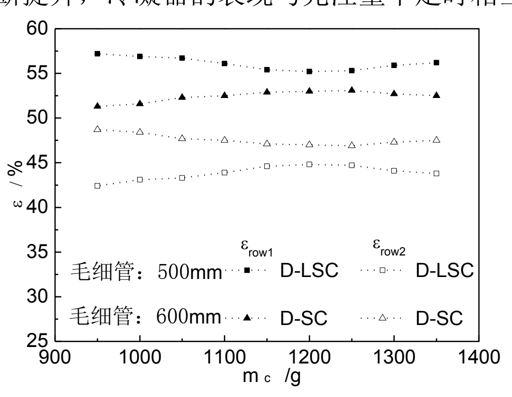



图 10 冷凝器前后管排热负荷均匀性

Fig.10 Heat load uniformity on both rows of condensers

## 4 结论

本文将新型的双排分液冷凝器应用于 1.5HP 空调系统中，研究了新型系统的综合性能以及对制冷剂充注量和毛细管长度的匹配规律，并与原型系统作对比，得到了以下结论：

1） 在 GB/T 7725-2004 名义工况下，采用双排分液冷凝器的制冷系统，其最高 EER 和最大制冷量分别较原型制冷系统高 5.1%和 4.2%。

2） 在 GB/T 7725-2004 名义工况下，相较优化的 D-SC 制冷系统，优化的 D-LSC 系统所需的毛细管长度更短，而所需制冷剂充注量更多，同时 D-LSC 系统对过量的制冷剂具有更好的适应性。

3） 制冷系统中，D-LSC 前后管排的热负荷均匀性比“后排进，前排出”布置的 D-SC 稍差，改善

管排间热负荷均匀性，有助于进一步提高 D-LSC 的热力性能，进而使制冷系统获得更优的综合性能。

## 参考文献


[1] WANG Chichuan, JANG Jiinyuh, LAI Chienchang, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(4): 275-282.

[2] 邓斌，陶文铨，林澜. 冷凝器流程布置的数值模拟研究(2): 计算结果与分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(10):51-55

DENG Bin, TAO Wenquan, LIN Lan, Numerical simulation of refrigerant flow arrangement in condensers (2): numerical simulation results and analysis[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(10):51-55

[3] 丁炜堃，邓斌，陶文铨. 小管径空调冷凝器数值模拟及流路设计[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(8):1389-1392.

DING Weikun, DENG Bin, TAO Wenquan, Circuit design and performance simulation of a small-diameter tube condenser of an air conditioner[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(8):1389-1392

[4] Shojaeefard M H, Zare J. Modeling and combined application of the modified NSGA-II and TOPSIS to optimize a refrigerant-to-air multi-pass louvered fin-and-flat tube condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 103:212-225.

[5] WANG Ting, GU Bo, WU Bing, et al. Modeling for multi-pass parallel flow condenser with the effect of refrigerant mal-distribution[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 60(6):234-246.

[6] Lee W J, Kim H J, Ji H J. Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 98:462-471.

[7] 王怡飞，陈旭，任建勋，等. 冷凝器蒸发冷却对制冷机组性能影响的实验研究[J]. 工程热物理学报，2016，37(5): 1061-1065

WANG Yifei, CHEN Xu, REN Jianxun，et al, Experimental research on the influence of evaporative cooling on chiller performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016, 37(5): 1061-1065

[8] Illán-Gómez F, García-Cascales J R, Hidalgo-Mompeán F, et al. Experimental assessment of the replacement of a conventional fin-and-tube condenser by a minichannel heat exchanger in an air/water chiller for residential air conditioning[J]. Energy & Buildings, 2017, 144:104-116.

[9] Choi J, Kim Y. Influce of the expansion device on the performance of a heat pump using R417C under a range of charging conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(4): 378-384.

[10] 邓立生，何兆红，呼和涛力,等. 新型可变容量空调系统的理论与实验研究[J]. 工程热物理学报，2017, 38(1):6-10.

DENG Lisheng, HE Zhaohong, HUHETAOLI, et al. Concept and study of the novel variable capacity air-conditioning system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(1):6-10

[11] Grace I N, Datta D, Tassou S A. Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(4): 557-566.

[12] ZHOU Guobing, ZHANG Yufeng. Performance of a split-type air conditioner matched with coiled adiabatic capillary tubes using HCFC22 and HC290 [J]. Applied Energy, 2010, 87: 1522-1528.

[13] 彭晓峰，吴迪，张扬. 高性能冷凝器技术原理与实践[J]. 化工进展, 2007, 26(1): 97-104

PENG Xiaofeng, WU Di, ZHANG Yang. Application and principle of high performance condensers[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2007, 26(1): 97-104

[14] HUA Nan, CHEN Ying, CHEN Erxiong, et al. Prediction and verification of the thermodynamic performance of vapor–liquid separation condenser[J]. Energy, 2013, 58(11): 384-397.

[15] ZHONG Tianming, CHEN Ying, HUA Nan, et al. In-tube performance evaluation of an air-cooled condenser with liquid-vapor separator[J].Applied Energy, 2014, 136: 968-978.